

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-286310

(43)Date of publication of application : 03.10.2002

(51)Int.Cl.

F25B 7/00

F25B 1/00

(21)Application number : 2001-092225

(71)Applicant : TOKYO GAS CO LTD

(22)Date of filing : 28.03.2001

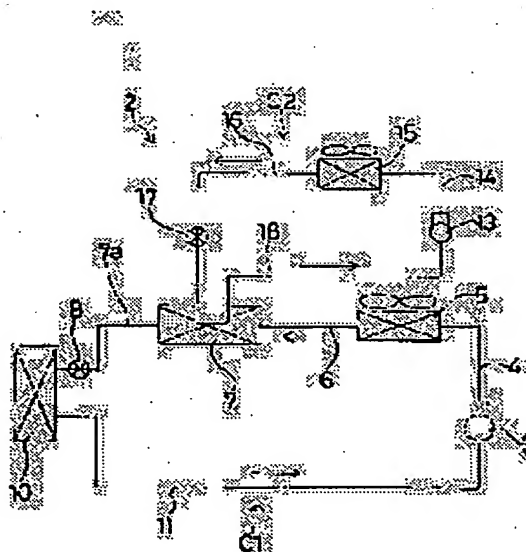
(72)Inventor : ISHINO HIROTSUGU
YOSHIDA YUTAKA

(54) COMPRESSIVE REFRIGERATING MACHINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a compressive refrigerating machine capable of increasing the air conditioning capacity, suppressing costs and facilitating maintenance work.

SOLUTION: This compression refrigerating machine is provided with a first system (C1) with a compressor (3), an outdoor heat exchanger (5), a supercooling heat exchanger (7) and an indoor heat exchanger (10) interposed; and a second system (C2) having a compressor (13) and an outdoor heat exchanger (15) interposed and connected with the first system (C1) thermally through the supercooling heat exchanger (7). The refrigerant temperature at the outlet of the supercooling heat exchanger (7) in the second system (C2) is set higher than the refrigerant temperature at the outlet of the indoor heat exchanger (10) in the first system (C1).



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

BEST AVAILABLE COPY

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-286310

(P2002-286310A)

(43) 公開日 平成14年10月3日 (2002. 10. 3)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テマコード [*] (参考)
F 2 5 B 7/00		F 2 5 B 7/00	D
1/00	3 3 1	1/00	3 3 1 Z
	3 9 7		3 9 7 A
			3 9 7 B

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2001-92225 (P2001-92225)

(22) 出願日 平成13年3月28日 (2001. 3. 28)

(71) 出願人 000220262

東京瓦斯株式会社

東京都港区海岸1丁目5番20号

(72) 発明者 石 野 裕 嗣

東京都港区海岸一丁目5番20号 東京瓦斯株式会社内

(72) 発明者 吉 田 豊

東京都港区海岸一丁目5番20号 東京瓦斯株式会社内

(74) 代理人 100071696

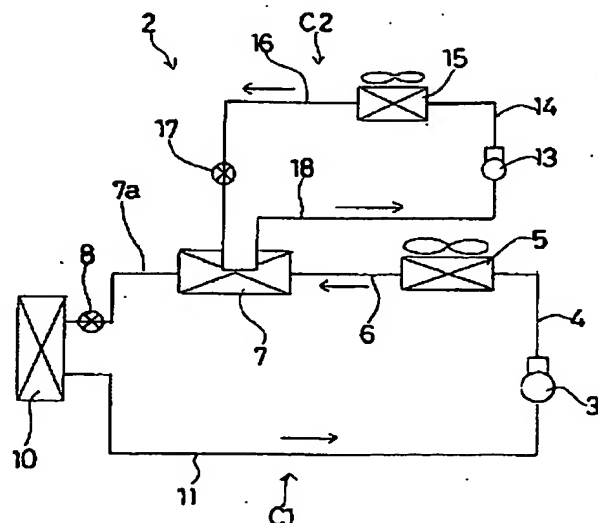
弁理士 高橋 敏忠 (外1名)

(54) 【発明の名称】 圧縮式冷凍機

(57) 【要約】

【課題】 空調能力を増加することが出来て、コストが抑制され、しかもメンテナンス作業が容易に行われる様な圧縮式冷凍機の提供。

【解決手段】 圧縮機 (3)、室外熱交換器 (5)、過冷却用熱交換器 (7) 及び室内熱交換器 (10) を介装している第1の系統 (C1) と、圧縮機 (13) 及び室外熱交換器 (15) を介装し且つ前記過冷却用熱交換器 (7) を介して第1の系統 (C1) と熱的に接続されている第2の系統 (C2) とを備え、第2の系統 (C2) における過冷却熱交換器 (7) 出口の冷媒温度は第1の系統 (C1) における室内熱交換器 (10) 出口の冷媒温度よりも高温に設定されている。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 圧縮機、室外熱交換器、過冷却用熱交換器及び室内熱交換器を介装している第1の系統と、圧縮機及び室外熱交換器を介装し且つ前記過冷却用熱交換器を介して第1の系統と熱的に接続されている第2の系統とを備え、第2の系統における過冷却熱交換器出口の冷媒温度は第1の系統における室内熱交換器出口の冷媒温度よりも高温に設定されていることを特徴とする圧縮式冷凍機。

【請求項2】 第1の系統に介装された室外熱交換器が、第2の系統の室外熱交換器として兼用されており、第1の系統の室内熱交換器と圧縮器との間の領域と、第2の系統の過冷却用熱交換器と圧縮機との間の領域が、開閉弁を介装したラインにより連通している請求項1の圧縮式冷凍機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、圧縮式冷凍機の効率の改善、及びメンテナンス性能の向上に関する。

【0002】

【従来の技術】特開平6-129718号公報及び特開平8-219580号公報で開示されている従来技術では、図11に示すように、ガスエンジンEgで圧縮機3Bを駆動する空調システムに電動式圧縮機13Bを付加して、ガスエンジン駆動の圧縮機系統の効率が低下する低負荷運転時に、電動式圧縮機系統を単独で運転することにより部分負荷での効率向上をはかるようにしている。また、過負荷時にはガスエンジンと電動機の両系統を同時に運転して、空調能力を増強している。しかし、この従来技術による方式では、電動式圧縮機13Bの単独運転に切り換える必要のない負荷率の高い運転条件では効率向上に寄与しない、という問題点が存在する。

【0003】また、特開2000-111198号公報で示す従来技術では、図12に示すように、ガスエンジンEgと電動機13Bと圧縮機3Bを、クラッチCL1とCL2で直列に配置させ、前案と同様の効果をあげるようにしている。さらに室外熱交換器5Bと室内熱交換器10との間に蓄熱槽Chを設け、安価な深夜電力を利用して電動機13Bの駆動で蓄熱槽Chに冷熱を蓄熱し、必要に応じて放熱して効率向上を図っている。しかし、この方式では、メンテナンスの安全保持等から電動機13Bを運転したままでのガスエンジンEgの休止整備が実質的に困難であり、また蓄熱槽Chの設置コストや場所の確保が問題となる等の問題点がある。

【0004】換言すれば、「空調能力の増加」、「コスト抑制」、「メンテナンスが容易」の3点を同時に充足する従来技術は、未だに提案されていない。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】本発明は、上記した従来技術の問題点に鑑みて提案されたものであり、空調能

力を増加することが出来て、コストが抑制され、しかもメンテナンス作業が容易に行われる様な圧縮式冷凍機の提供を目的としている。

【0006】

【課題を解決するための手段】発明者等は種々研究の結果、第1の系統(C1)と第2の系統(C2)を設ければ、メイン系統の凝縮器(5)出口冷媒の過冷却度を増大させることにより、冷房運転時の定格条件下或いは負荷率が高い条件下で効率の向上が図れること、及び、過冷却の熱源を提供する(過冷却サイクルを担当する)サブ系統(C2)の効率を向上すれば、全体として高効率化が達成出来ること、の2点に着目した。

【0007】本発明の圧縮式冷凍機は、圧縮機(3)、室外熱交換器(5)、過冷却用熱交換器(7)及び室内熱交換器(10)を介装している第1の系統(C1)と、圧縮機(13)及び室外熱交換器(15)を介装し且つ前記過冷却用熱交換器(7)を介して第1の系統(C1)と熱的に接続されている第2の系統(C2)とを備え、第2の系統(C2)における過冷却熱交換器(7)出口の冷媒温度(例えば20℃)は第1の系統(C1)における室内熱交換器(10)出口の冷媒温度(例えば5℃)よりも高温に設定されている。(請求項1)。

【0008】上記した様な構成を具備する本発明によれば、第1の系統(C1)に過冷却用熱交換器(7)を介装して、第2の系統(C2)により冷媒を過冷却させる。モリエル線図である図10を参照すれば明らかな様に、この過冷却によって、等エンタルピー線1eの左側の領域Aaを付加することになり、定格条件下或いは負荷率が高い条件下で効率の向上がはかれる。

【0009】そして、第2の系統(C2)における過冷却熱交換器(7)出口の冷媒温度(例えば、20℃)は第1の系統(C1)における室内熱交換器(10)出口の冷媒温度(例えば、5℃)よりも高温に設定する。これにより、図10で示す様に、冷房能力を示す等圧線Evを上方へ移動して、所要動力を示す幅寸法Bを減少(△B)することになり、同一冷房能力で所要動力が大幅に減少する。したがって効率が向上する。その結果、第1の系統(C1)と第2の系統(C2)の全体としても効率が向上する。

【0010】本発明の実施に際しては、第1の系統(C1)に介装された室外熱交換器(5A)が、第2の系統(D2)の室外熱交換器(5A)として兼用されており、第1の系統(C1)の室内熱交換器(10)と圧縮器(3A)との間の領域(11)と、第2の系統(D2)の過冷却用熱交換器(7)と圧縮機(13A)との間の領域(18)が、開閉弁(20)を介装したライン(19)により連通しているのが好ましい(請求項2)。

【0011】通常時は前記開閉弁(20)を閉鎖して、

第1の系統(C1)と第2の系統(D2)を並列に運転して高負荷運転を保持する。そして、第1の系統(C1)における圧縮機(3A)のメンテナンス時には、開閉弁(20)を開放して前記ライン(19)を介して、第1の系統(C1)の室内熱交換器(10)を第2の系統(D2)の圧縮機(13A)に連通させる。第1の系統(C1)における圧縮機(3A)のメンテナンス時には、第2の系統(D2)の圧縮機(13A)により、冷媒の循環(冷凍運転)を続行する。第2の系統(D2)における圧縮機(13A)のメンテナンス時には、前記開閉弁(20)を閉鎖して、第1の系統(C1)のみ冷媒を循環すれば良い。

【0012】この様に構成することにより、メンテナンス時においても、冷房運転の続行が可能となる。すなわち、メンテナンス性が向上するのである。

【0013】なお、圧縮機(3A及び13A)の駆動は内燃機関等の機械式でも、電動式でも何れでも良い。

【0014】

【発明の実施の形態】以下、図面を参照して本発明の圧縮式冷凍機の実施形態を説明する。

【0015】図1において、全体を符号2で示す圧縮式冷凍機(以降、冷凍機と略記する。)は、容量の大きな主圧縮機を含む第1の系統C1と、容量の小さいサブ圧縮機を含む第2の系統C2、とで熱的に接続されて構成されている。

【0016】第1の系統C1は、主圧縮機3と、室外熱交換器5と、過冷却用熱交換器7と、室内熱交換器10、とで主要構成がされている。

【0017】主圧縮器3と室外熱交換器5とは管4で連通され、室外熱交換器5と過冷却用熱交換器7とは管6で連通されている。

【0018】過冷却用熱交換器7と室内熱交換器10とは、膨張弁8を介した管7aで連通され、室内熱交換器7と主圧縮機3とは管11で連通されている。

【0019】第2の系統C2は、サブ圧縮機13と、室外熱交換器15とを介装して、かつ過冷却用熱交換器7を介して第1の系統C1と熱的に接続されている。

【0020】サブ圧縮機13と室外熱交換器15とは管14で連通され、室外熱交換器15と過冷却用熱交換器7とは膨張弁17を介して連通され、過冷却用熱交換器7とサブ圧縮機13とは管18で連通されている。

【0021】過冷却用熱交換器7への第2の系統C2の冷媒温度は、過冷却用熱交換器7の出口温度(例えば20℃)が、室内熱交換器10の冷媒の出口温度(例えば5℃)よりも高温になるよう設定されている。

【0022】上記構成による作用は、第1の系統C1の圧縮機3で高圧、高温となった冷媒が室外熱交換器5で凝縮されて飽和溶液となり、過冷却用熱交換器7によって第2の系統C2の膨張冷媒により飽和溶液冷媒を過冷却させる。

【0023】図10は、縦軸を圧力、横軸をエンタルピーで表す公知のモリエル線図の1例で、この飽和冷媒溶液の過冷却によって、等エンタルピー線1eの左側の領域Aaを付加することになり、定格条件下或いは負荷率が高い条件下で効率の向上がなされる。

【0024】また、第2の系統C2が供給する冷媒が、過冷却熱交換器7の出口温度(例えば20℃)で第1の系統C1の室内熱交換器10の出口温度(例えば5℃)よりも高温に設定してあるので、図10におけるモリエル線図で下側の冷房能力を示す等圧線Evを上方へ移動して、所要動力を示す幅寸法Bを減少(ΔB)することになり、同一冷房能力で所要動力が大幅に減少する。したがって効率が向上して、また、第1の系統C1と第2の系統C2の全体としても効率が向上する。

【0025】図2は、前記実施形態をコンパクトで実施容易にした形態を示している。図2において、全体を符号2Aで示す冷凍機は、容量の大きな主圧縮機(例えば、ガスエンジンで駆動するタイプの機械駆動式圧縮機：以下同じ)3Aを含む第1の系統C1と、容量の小さいサブ圧縮機13Aを含む第2の系統D2、とで熱的に接続されて構成されている。

【0026】第1の系統C1は、主圧縮機3Aと、室外熱交換器5Aと、過冷却用熱交換器7と、室内熱交換器10、とで主要構成がされている。

【0027】主圧縮器3Aと室外熱交換器5Aとは管4で連通され、室外熱交換器5Aと過冷却用熱交換器7とは管16で連通されている。

【0028】過冷却用熱交換器7と室内熱交換器10とは、膨張弁8を介した管7aで連通され、室内熱交換器7と主圧縮機3Aとは管11で連通されている。

【0029】第2の系統D2は、サブ圧縮機(例えば、電動モータで駆動する電動圧縮機：以下同じ)13Aと、第1の系統C1の室外熱交換器5Aと、第1の系統C1の過冷却用熱交換器7を共用して熱的に接続されて構成されている。

【0030】サブ圧縮機13Aは管18aによって連結点B3で管4に連通され、連結点B3と分岐点B4の間は管4で連通され、室外熱交換器5A及び管16は第1の系統C1と共用で連通されている。

【0031】分岐点B4と過冷却用熱交換器7とは膨張弁17Aを介して連通され、過冷却用熱交換器7とサブ圧縮機13Aとは結合点B2を介した管18で連通されている。

【0032】結合点B2と第1の系統C1の分岐点B1とは、開閉弁20を介したラインの管19によって連通されている。

【0033】過冷却用熱交換器7への第2の系統D2の冷媒温度は、過冷却用熱交換器7の出口温度(例えば20℃)が、室内熱交換器10の冷媒の出口温度(例えば5℃)よりも高温になるよう設定されている。

【0034】図3及び図4は、上記構成の冷凍機2Aを室内ユニットU_iと室外ユニットU_oに区分配置した状態と、冷媒の流れを示す説明図であって、次記の作用説明で詳記する。

【0035】上記構成による作用を、第1の系統C1の主圧縮機3と第2の系統のサブ圧縮機13Aとを同時に作動させて高負荷運転をする場合と、サブ圧縮機13Aだけの低負荷または第1の系統C1のメンテナンス時のバックアップ運転の場合とにわけて説明する。

【0036】図3は、第1の系統C1と第2の系統D2を同時に作動させて、第1の系統C1の冷媒を第2の系統D2で過冷却する状態を示している。この場合は、開閉弁20は閉鎖にしている。

【0037】図3において、ガスエンジンで駆動された主圧縮機3Aによって高圧、高温となった冷媒が室外熱交換器5Aによって冷却凝縮される。冷却凝縮された冷媒は、管16を介して室内熱交換器10に向かって進行する。

【0038】室内熱交換器10に向かって進行した冷媒は、分岐点B4で分岐され1部が第2の系統D2となって膨張弁17Aを介して過冷却熱交換器16Aを通過する。そして、管18、四方弁24及び管18Aを介してサブ圧縮機13Aに戻る。

【0039】分岐点B4で分岐された第1の系統C1の冷媒である他部は、過冷却熱交換器7を経由して室内熱交換器10に向う。

【0040】上記過程で、膨張弁17Aを介した第2の系統D2の冷媒は膨張し低温になり過冷却熱交換器7で第1の系統C1の冷媒を過冷却させる。

【0041】過冷却された第1の系統C1の冷媒は、膨張弁8で膨張し低温になり室内熱交換器10を経由して昇温し、管11を介して主圧縮機3Aに戻る。この時、開閉弁20が閉鎖されているので、第1の系統C1の冷媒が第2の系統D2とは別の経路を通り混合することはない。

【0042】図4は、第2の系統D2だけの単独運転をさせる状態を示している。この場合は、開閉弁20は開放状態、膨張弁17Aは閉鎖状態になっている。図4において、電動圧縮機13Aによって高圧、高温となった冷媒が室外熱交換器5Aによって冷却凝縮される。冷却凝縮された冷媒は、管16を介して室内熱交換器10に向かって進行する。

【0043】そして、膨張弁8で膨張し低温になって室内熱交換器10を経由して昇温し、管11を介して圧縮機3Aに戻る。

【0044】上記の管11を介した冷媒の圧縮機3Aへの過程で、開閉弁20の開放によって冷媒の全流量が四方弁24、管18Aを介して電動圧縮機13Aに戻される。

【0045】したがって、圧縮機3Aは休止でき、メン

テナンス作業空間S_mでの圧縮機3Aのメンテナンス作業が可能となる。

【0046】また、サブ圧縮機13Aをメンテナンスする場合は、開閉弁20を閉鎖し且つ膨張弁17を閉鎖して、第1系統C1の単独運転にすれば第2の系統D2を休止できる。

【0047】上記冷凍機2Aの構成が、冷却能力向上と、COP（成績係数）を良くする条件を、図5～図9で説明する。

【0048】COPを検討するにあたって、主圧縮機3または3Aの単独運転による基本の冷凍サイクルを、前出図10とする。そして、図中の等エンタルピー線1eの左方への移動即ち、冷媒の過冷却が冷却能力を向上させる。

【0049】図5は、図10における過冷却0℃の等エンタルピー線1eを過冷却し、等エンタルピー線1esに移動した第1の系統C1の状態である。冷凍サイクルは、例えば圧縮機入り口の過熱度は15℃、出口は82.8℃であり、蒸発は5℃、凝縮は50℃である。

【0050】図6は、サブ圧縮機13または13Aの運転による第2の系統C2またはD2の冷凍サイクルを示している。20℃蒸発の等圧線Ev1を前提として、第1の系統C1の冷媒を過冷却させるようにしている。

【0051】図7は、図5及び図6の冷凍サイクルを実現させるに要する冷房能力1kw当たりエネルギー計算をしたもので、上段Ghに第1の系統C1をガスエンジン（GHP）で圧縮機3または3Aを駆動する各諸元項目を示し、下段Ehに第2の系統C2またはD2を過冷却用の電動（EHP）圧縮機13または13Aで駆動する各諸元項目を示している。

【0052】表中の各項目に対する計算結果Rcとその経緯内訳Pcを右欄に記してあり、最下段に総合の1次換算COPをまとめてある。この結果では、1次換算COPは1.006である。なお、電力の1次換算係数は1kw=2450kcalとしている。また、上記計算の基礎とするガスエンジンと、電動の設定効率Effとを、図9に示している。

【0053】図8は、図10の基準サイクルをガスエンジンで運転の場合Gb、第1、第2の系統C1、D2ともガスエンジン運転の場合GG、前記第1、第2の系統C1、D2をガスエンジンと電動で運転の場合GE、とについて1次換算COPをまとめてある。この結果から、第1次の系統C1をガスエンジン運転とし、第2次の系統D2を電動にし、かつその諸元を図7のようにすれば効率的に最良である。

【0054】図示の実施形態はあくまでも例示であり、本発明の技術的範囲を限定する趣旨の記述ではない旨を付記する。例えば、図示の実施形態では、第1の系統における主圧縮機をガスエンジン駆動の機械式圧縮機で構成し、第2の系統におけるサブ圧縮機を電動モータで駆

動する電動圧縮機で構成しているが、圧縮機の種類等については、これに限定されるものではない。

【0055】

【発明の効果】本発明の作用効果を、以下に列記する。

(1) 本発明によれば、第1の系統の主圧縮機と第2の系統のサブ圧縮機を同時に運転して第1の系統における凝縮器出口冷媒の過冷却度を増大すれば、冷房運転時の定格条件あるいは負荷率が高い条件で冷房能力の増加と効率向上がはかれる。

(2) 本発明によれば、第1の系統の主圧縮機単独での低効率な低負荷運転時には、第2の系統のサブ圧縮機だけの単独運転が可能である。

(3) 第1の系統における主圧縮機のメンテナンスは、第2の系統のサブ圧縮機だけの単独運転によって冷房運転を継続しながら、安全に実施できる。また、第2の系統のサブ圧縮機をメンテナンスの場合は、第1の系統の主圧縮機だけの運転によって冷房運転を継続しながら安全に実施できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態を示す構成図。

【図2】本発明の第2の実施形態を示す構成図。

【図3】第2の実施形態における主圧縮機（ガスエンジン作動）とサブ圧縮機（電動機作動）の共動状態を示す説明図。

【図4】第2の実施形態における主圧縮機（ガスエンジン作動）休止、サブ圧縮機（電動機作動）のみ作動の状態を示す説明図。

【図5】主圧縮機と過冷却用のサブ圧縮機が共動する場合＊

＊ 合のモリエル線図の例。

【図6】図5における過冷却用のサブ圧縮機による冷凍サイクルのモリエル線図。

【図7】図5及び図6の線図を実現するために主圧縮機をガスエンジンで作動させ、サブ圧縮機を電動機で作動させる場合の成績係数の試算結果例。

【図8】主圧縮機をガスエンジンで、サブ圧縮機をガスエンジンまたは電動機で作動させる場合の成績係数の試算結果比較例。

10 【図9】図7及び図8の試算に使用したガスエンジンと電動機の仕様数値。

【図10】主圧縮機のみで作動させる場合のモリエル線図の例。

【図11】従来方式において、主圧縮機をガスエンジン、サブ圧縮機を電動機で作動させる構成図。

【図12】従来方式において、蓄熱槽を設けて熱効率向上及びコスト効率の向上を図っている例を示す構成図。

【符号の説明】

C1・・・第1の系統

20 C2・・・第2の系統

3・・・主圧縮機

5・・・室外熱交換器

7・・・冷却用熱交換器

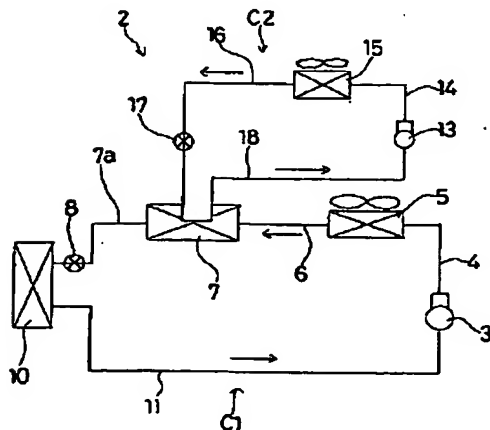
10・・・室内熱交換器

13・・・サブ圧縮機

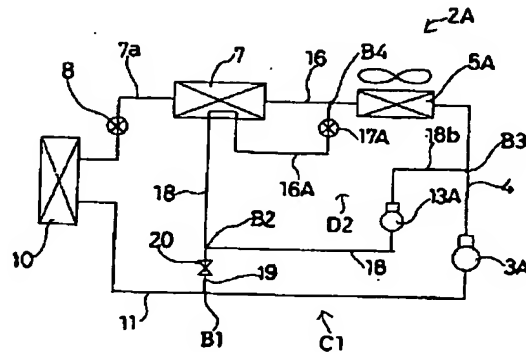
15・・・室外熱交換器

17・・・膨張弁

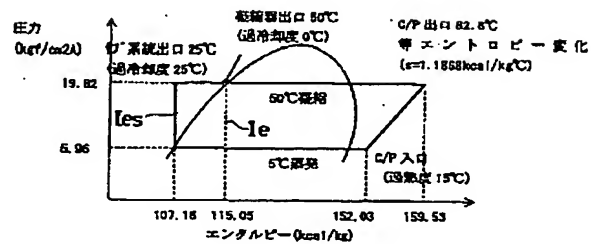
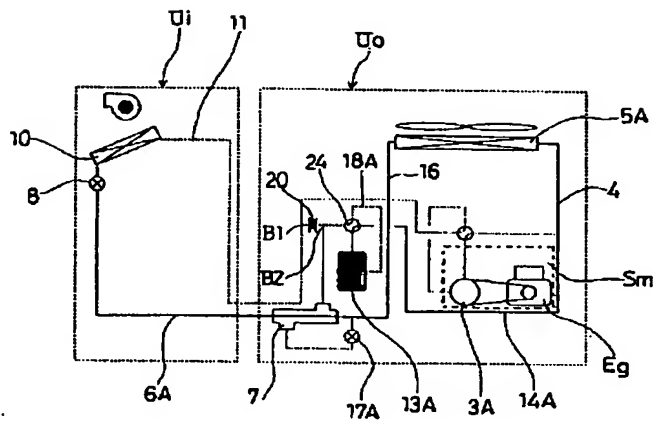
【図1】



【図2】

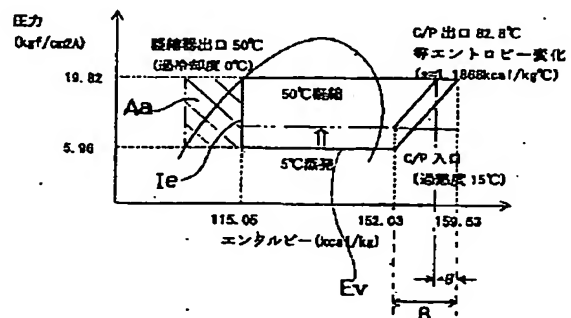


【図5】

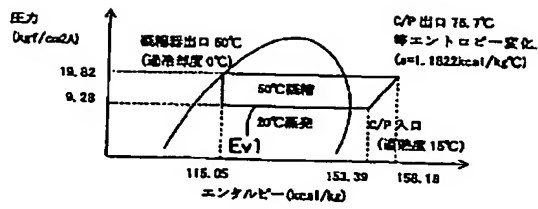


【圖 10】

試験結果まとめ		
	システム構成	一次換算 COP
高圧	CHP 単体	0.908 (100)
実①	CHP + CHP (過冷却用)	0.977 (108)
実②	CHP + EHP (過冷却用)	1.008 (111)



【図6】



【図7】

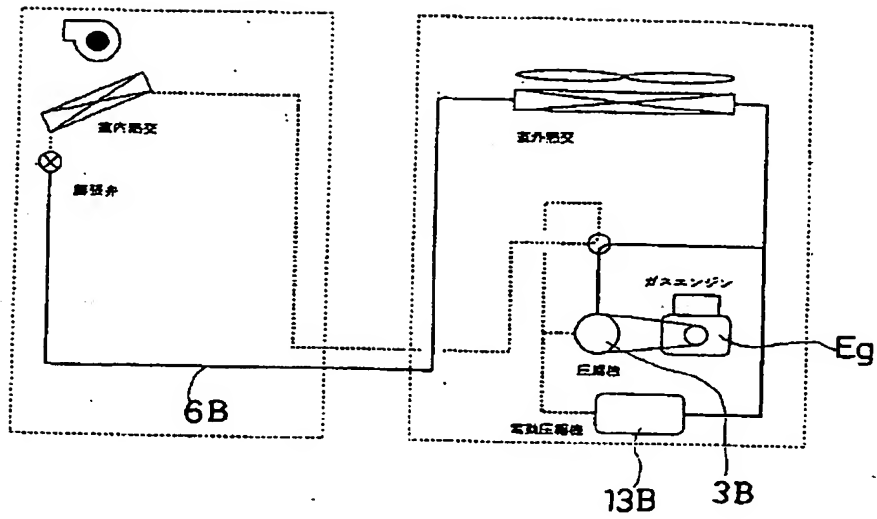
項目		計算結果	計算式
主GHP	冷媒質量	19.02kg/h	860/(152.03-107.18)
	コンプレッサ動力	0.1655kW	(152.53-152.03) × 19.02/3600
	エンジン動力	0.8303kW	0.1659/0.8/0.25
	補機消費電力	0.0245kW	(152.03-115.05) × 19.02/3600 × 0.03
	所要冷熱	0.1741kW	(115.09-107.18) × 19.02/3600
補助用EHP	冷媒質量	3.91kg/h	0.1741 × 860/(152.39-115.05)
	コンプレッサ動力	0.0216kW	(152.18-152.39) × 3.91/3600
	モータ動力	0.0303kW	0.0216/0.8/0.9
	補機消費電力	0.00281kW	0.1741 × 0.015
	一次換算COP	1.006	1/(0.830+0.0245+0.0303+0.00281)/0.351)

【図9】

使用したGHP, EHPのスペック			
対象機器	項目	仕様値	備考
GHP, EHP共通	コンプレッサ効率	80%	
	エンジン効率	25%	
EHP	補機動力(kW, 5/7)	0.03kW	ビルマル型平均値
	モータ効率	80%	
	送風ファン消費電力	0.015kW	D社EHPビルマル型平均値

※1: 消費電力1kWあたりの値とした。

【圖 1 1】



The diagram illustrates a power system for a vehicle. It includes a gas engine (Eg) connected to a clutch (クラッチ) and a generator (13B) via a switch (CL1). The generator is connected to a battery (3B) via a switch (CL2). The battery is connected to a power distribution unit (SW) and a power source (5B). The power distribution unit is connected to a heater (10) and a heater (Ch). The power source (5B) is connected to a power source (5B) and a power source (5B).